

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ШЛИФОВАЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

INVESTIGATION DYNAMIC FEATURES OF GRINDING APPARATUS

*Акилов А.И., доцент, Кирюшко Д.А., студент, СумГУ, Сумы**Akilov A.I., associate professor, Kiryushko D.A., student, SumSU, Sumy*

При обработке цилиндрических поверхностей торцом шлифовального круга ось его вращения располагают по отношению к оси детали перпендикулярно или перекрестно в зависимости от того, каким участком круга ведется шлифование: серединой или периферией. Очевидно, что схема расположения оси шлифовального круга определяет величину и направление составляющих сил резания. Наиболее неблагоприятное расположение сил резания возникает при перекрестном расположении осей, т.к. каждая из составляющих формирует изгибающие моменты шпиндельного узла относительно центра жесткости. При тангенциальной подаче круга в процессе обработки шеек коленчатого вала описанные схемы расположения осей технологической системы периодически повторяются. При выбранной схеме шлифования шеек за каждый двойной ход изменяются силовые условия взаимодействия инструмента и детали, в результате чего в технологической системе могут возникать колебания.

Для исследования динамики шлифовального устройства принимаем наиболее неблагоприятные условия резания при которых ось вращения шлифовального круга и шейки вала расположены перекрестно на расстоянии $D_{\text{кр}}/2$ и обработка ведется периферией круга.

Расчетная модель шлифовального устройства представлена в виде твердого тела массой m сориентированного в плоскости $x_1O_1y_1$ условными жесткостями C_x, C_y, C_O и демпфированиями h_x, h_y, h_O , приведенными к центру O_1 жесткости.

При возникновении колебаний в технологической системе точка O контакта шлифовального круга с деталью будет совершать независимые колебательные движения: линейные вдоль осей x и y и крутильные θ относительно центра O_1 жесткости системы с плечом l . Параметры этих колебаний зависят от приращения сил резания, вызванных изменением толщины резания за один цикл колебания:

$$m\ddot{y}_1 + h_y\dot{y}_1 + C_y y_1 = P_y, \quad m\ddot{x}_1 + h_x\dot{x}_1 + C_x x_1 = P_x, \quad J\ddot{\theta} + h_O\dot{\theta} + C_O\theta = Pl_2. \quad (1)$$

Здесь P_x, P_y, Pl_2 – приращение сил резания; J – момент инерции; θ – угол качания.

Структура шлифовального устройства формируется тремя упруговязкими контурами x, y, θ . Характер функциональной связанности этих контуров можно проследить с помощью структурной схемы, представленной на рисунке 1.

Представив дифференциальное уравнение (1) в операторной форме записи, получим:

$$y_1(s)(T_1^2 s^2 + T_2 s + 1) = P_y(s)/C_y, \quad x_1(s)(T_3^2 s^2 + T_4 s + 1) = P_x(s)/C_x, \quad \theta(s)(T_5^2 s^2 + T_6 s + 1) = Pl_2(s)/C_O. \quad (2)$$

Здесь $s = d/dt$ – оператор Лапласа; $T_1^2 = m/C_y$, $T_3^2 = m/C_x$, $T_5^2 = J/C_o$ – инерционные постоянные времени; $T_2 = h_y/C_y$, $T_4 = h_x/C_x$, $T_6 = h_o/C_o$ – постоянные времени демпфирования. Откуда передаточные функции колебательных контуров запишем так:

$$W_y(s) = \frac{y_1(s)}{P_y(s)} = \frac{1}{C_y(T_1^2 s^2 + T_2 s + 1)}, W_x(s) = \frac{x_1(s)}{P_x(s)} = \frac{1}{C_x(T_3^2 s^2 + T_4 s + 1)}, W_\theta(s) = \frac{\theta(s)}{Pl_2(s)} = \frac{1}{C_o(T_5^2 s^2 + T_6 s + 1)}. \quad (3)$$

После некоторых преобразований получим передаточную функцию упругой системы в операторной форме записи:

$$W_{\text{он}}(s) = \frac{A(s)}{P(s)} = \frac{\sin^2 \alpha}{C_y(T_1^2 s^2 + T_2 s + 1)} + \frac{\cos^2 \alpha}{C_x(T_3^2 s^2 + T_4 s + 1)} + \frac{l_2 l (\sin \alpha \sin \beta + \cos \beta \cos \alpha)}{C_o(T_5^2 s^2 + T_6 s + 1)}. \quad (4)$$

В частотной форме записи уравнение примет следующий вид:

$$W_{\text{он}}(\omega) = \text{Re}(\omega) + i \text{Im}(\omega). \quad (5)$$

Передаточная функция процесса резания описывается выражением

$$W_{\text{ид}}(\omega) = K_{\text{ид}}. \quad (7)$$

где $K_{\text{пр}}$ – коэффициент жесткости резания.

Исследование динамических свойств технологической системы проводилось по критерию Найквиста путем расчета амплитудно-фазовой частотной характеристики (АФЧХ) с построением ее графика (см. рисунок 2). При построении графика исходные значения жесткостей (при $\omega = 0$) принимались по результатам эксперимента $C_x = 20000$ Н/мм, $C_y = 4500$ Н/мм, $C_o = 1,5 \cdot 10^9$ Н·мм и коэффициент резания $K_p = 10^5$ Н/мм. Значения вещественной Re и мнимой Im частей комплексной передаточной функции системы для различных частот $\omega \text{ с}^{-1}$ вынужденных колебаний, отмеченных на графике, указаны на координатных осях.

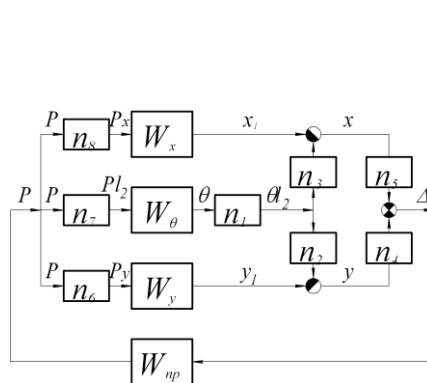


Рисунок 1

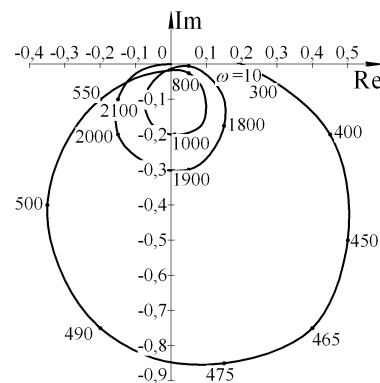


Рисунок 2

Выводы. Анализ АФЧХ показал, что выбранная система устойчива во всем диапазоне вынужденных колебаний. Устойчивость системы обеспечивается гидравлическим приводом подачи шлифовального устройства, который создает наиболее выгодную ориентацию осей жесткости относительно сил резания. Расчеты показывают, что устойчивость системы может быть достигнута путем увеличения демпфирования при снижении исходной жесткости.